

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

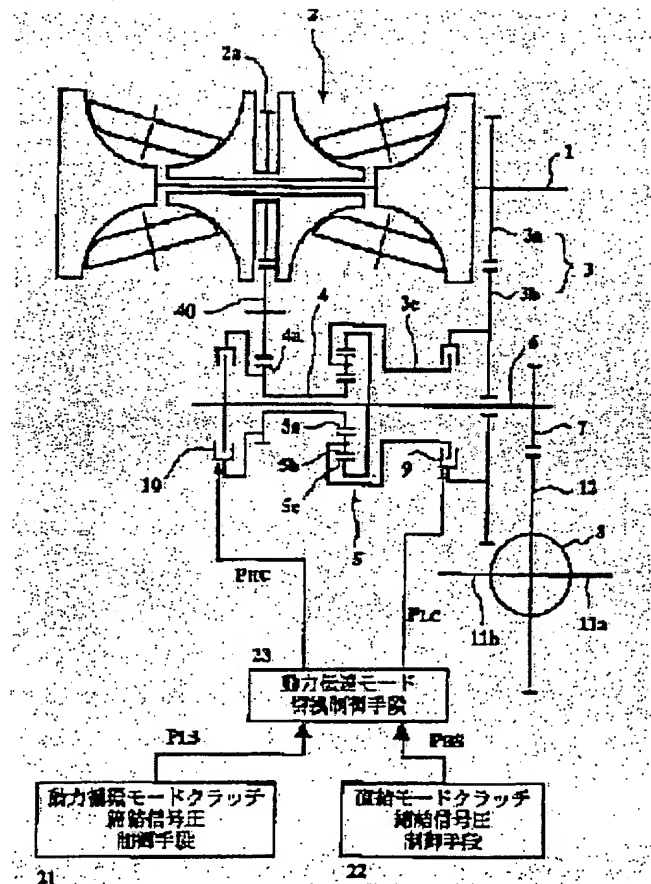
# SHIFT CONTROLLER FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION WITH GEAR RATIO OF INFINITY

**Patent number:** JP9210191  
**Publication date:** 1997-08-12  
**Inventor:** YAMADA KAZUHIRO  
**Applicant:** NISSAN MOTOR CO LTD  
**Classification:**  
 - international: F16H61/04  
 - european:  
**Application number:** JP19960015441 19960131  
**Priority number(s):**

## Abstract of JP9210191

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To solve the shortage of clutch engaging pressure at the switching point of shifting mode.

**SOLUTION:** A transmission comprises a continuously variable transmission 2 and reduction gear 3 connected in parallel to a unit input shaft 1, a planetary gear system 5 comprising a sun gear coupled to the output gear of the transmission 2, a carrier coupled to the reduction gear output shaft, and a ring gear coupled to the unit output shaft 6, a power cycling mode clutch 9 interposed in the power transmission path from the unit input shaft 1 to the carrier, a direct coupling mode clutch 10 interposed in the power transmission path from the sun gear to the unit output shaft 6. At the shift mode switching point where the power cycling mode and the direct coupling mode are switched, the power cycling mode clutch 9 and the direct coupling mode clutch 10 are simultaneously engaged.





(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-210191

(43) 公開日 平成9年(1997)8月12日

(51) Int.Cl.<sup>4</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 6 H 61/04

F 1 6 H 61/04

// F 1 6 H 37/02

F 1 6 H 37/02

A

F 1 6 H 59:70

審査請求 未請求 請求項の数7 O L (全 21 頁)

(21) 出願番号

特願平8-15441

(22) 出願日

平成8年(1996)1月31日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 山田 一浩

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

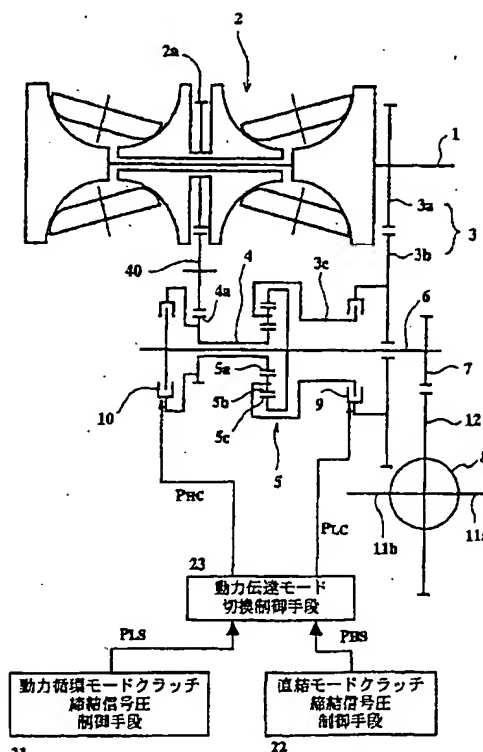
(74) 代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54) 【発明の名称】 変速比無限大無段変速機の変速制御装置

(57) 【要約】

【課題】 変速モードの切換点に於けるクラッチ締結圧の不足を解消する。

【解決手段】 ユニット入力軸1に並列的に接続された無段変速機2及び減速機3と、無段変速機2の出力軸に連結したサンギヤ、減速機3の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸6に連結したリングギヤからなる遊星歯車機構5と、ユニット入力軸1から遊星歯車機構5のキャリアへの途中に介装された動力循環モードクラッチ9と、サンギヤからユニット出力軸6の途中に介装された直結モードクラッチ10と、これらクラッチをそれぞれ締結、解除して直結モードと、動力循環モードを切り換える動力伝達モード切換制御手段23は、動力循環モードと直結モードとの切り換えを行う変速モード切換点Pで動力循環モードクラッチ9及び直結モードクラッチ10を同時に締結する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、シングルピニオンで構成されて減速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のキャリアへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記サンギヤからユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチと、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチをそれぞれ選択的に締結、解除して無段変速機の変速比 $I_c$ によってユニット出力軸を駆動する直結モードと、無段変速機の変速比 $I_c$ と減速機の減速比 $I_g$ に応じたユニット変速比 $I_i$ でユニット出力軸を駆動する動力循環モードを切り換える動力伝達モード切換制御手段とを備えた変速比無限大無段変速機の変速制御装置において、前記動力伝達モード切換制御手段は、動力循環モードと直結モードとの切り換えを行う変速モード切換点Pにおいて、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結することを特徴とする変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項2】 前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、動力循環モードクラッチを制御する第1の信号圧制御手段と、直結モードクラッチを制御する第2の信号圧制御手段からの信号圧の差圧に応動する切換弁を備え、この切換弁は、前記第1及び第2の信号圧制御手段からの信号圧が等しいときには、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記信号圧の大きさに応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうちの一方へ所定の油圧を供給することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項3】 前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、一定信号圧制御手段からの所定の信号圧 $P_c$ と、車両の運転状態に応じて信号圧を変更するクラッチ切換信号圧制御手段からの可変信号圧 $P_s$ の差圧に応動する切換弁を備え、この切換弁は、前記一定信号圧制御手段とクラッチ切換信号圧制御手段からの信号圧が等しいときには、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記信号圧の大きさに応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうちの一方へ所定の油圧を供給することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項4】 前記動力循環モードクラッチ及び直結モ

ードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、中立位置を挟んで動力循環モードと直結モードとを切換可能な切換弁と、この切換弁を動力循環モードまたは直結モードのうちの一方へ向けて付勢する付勢手段と、車両の運転状態に応じて前記付勢手段と対抗する方向で切換弁に信号圧を供給するクラッチ切換信号圧制御手段とから構成され、前記切換弁は、付勢手段が付与する付勢力と信号圧が付与する力が等しいときには、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記信号圧の大きさに応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうちの一方へ所定の油圧を供給することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項5】 前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、動力循環モードクラッチの入力回転数に応じた第1の信号圧を発生する第1の信号圧制御手段と、直結モードクラッチの入力回転数に応じた第2の信号圧を発生する第2の信号圧制御手段と、これら第1及び第2の信号圧の差圧に応動する第1の切換弁と、前記ユニット出力軸の回転方向が車両の後進方向である場合に第3の信号圧を発生する出力回転方向検出手段と、前記第3の信号圧に応じて前記第1切換弁の変位を規制する切換禁止手段とを備え、前記第1切換弁は、前記第1及び第2の信号圧制御手段からの信号圧が等しいときには、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記第1及び第2の信号圧の差圧に応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうちの一方へ所定の油圧を供給することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項6】 前記第1及び第2信号圧制御手段並びに出力回転方向検出手段は、それぞれピトー圧を発生するピトー管で構成されたことを特徴とする請求項5に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項7】 前記切換弁は、スプール弁で構成され、このスプール弁の一端は前記直結モードクラッチの入力回転数に応じた第2信号圧を受ける受圧面積 $S_1$ で形成される一方、他端は前記動力循環モードクラッチの入力回転数に応じた第1信号圧を受ける受圧面積 $S_2$ で形成され、これら受圧面積の比 $S_1/S_2$ は、無段変速機で設定可能な最大変速比 $I_{c_{LOW}}$ と、前記サンギヤと無段変速機の出力軸の変速比 $I_d$ と、減速機の減速比 $I_g$ と所定の定数 $K$ を

$$S_1/S_2 = K^2 \cdot (I_{c_{LOW}} \times I_d / I_g)^2$$

の關係に設定するとともに、前記定数 $K$ を

$$0.9 < K < 1.0$$

に設定したことを特徴とする請求項5に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両などに採用される無段変速機、特にFF車に採用される変速比無限大無段変速機の改良に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来から連続的に変速比を設定可能な車両の変速機としては、ベルト式やトロイダル型の無段変速機が知られており、このような無段変速機の変速領域をさらに拡大するために、無段変速機と減速機等を並列的に配設するとともに、これらの出力軸を遊星歯車機構へ入力して変速比を無限大まで制御可能とする変速比無限大無段変速機が知られており、例えば、特開平7-133858号公報や特開平7-1396008号公報などに開示されている。

【0003】これは、図16、図17に示すように、エンジンに結合される変速比無限大無段変速機のユニット入力軸aに、減速機をほぼ連続的に変更可能な無段変速機bと、減速機cを並列的に連結するとともに、無段変速機bの出力軸dと、減速機cの出力軸eがそれぞれ遊星歯車機構gへ入力され、ユニット出力軸fを介して車両の駆動軸へ駆動力を伝達するものである。

【0004】無段変速機bの出力軸dは遊星歯車機構gのサンギヤに連結されるとともに、直結クラッチiを介してユニット出力軸fと結合する一方、減速機出力軸eはトルク分割クラッチhを介して遊星歯車機構gのキャリアに連結されており、遊星歯車機構gのリングギヤがユニット出力軸fに結合される。

【0005】このような、変速比無限大無段変速機では、トルク分割クラッチhを解放する一方、直結クラッチiを締結することで、無段変速機bの変速比Icのみで出力を行う直結モードと、トルク分割クラッチhを締結する一方、直結クラッチiを解放することにより、無段変速機bと減速機cの変速比に応じて、変速比無限大無段変速機全体のユニット変速比Ii（ユニット入力軸aとユニット出力軸fの変速比）を負の値から正の値まで無限大を含んでほぼ連続的に制御を行う動力循環モードとを選択的に使用することができる。

【0006】この2つの変速モードを切り換える伝達モード切換制御弁mは、トルク分割クラッチhへ入力される回転数と、無段変速機出力軸dの回転数に応じてトルク分割クラッチhと直結クラッチiの締結、解放を行う油圧Pa、Pbをスプール13の変位によって制御している。

【0007】直結モードでは油圧Pa＝ライン圧PLとする一方、油圧Pbをタンクに接続して低減させて、直結クラッチiを締結、トルク分割クラッチhを解放する一方、動力循環モードでは油圧Pb＝ライン圧PLとす

る一方、油圧Paをタンクに接続して低減させて、直結クラッチiを解放、トルク分割クラッチhを締結している。

【0008】この直結モードと動力循環モードを切り換えるモード切換点では、図17の上半分に示すように、スプール13は中立位置となって、油圧Pa、Pbをタンクに接続して減圧させてから、一方の変速モードへ切り換えている。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の変速比無限大無段変速機では、モード切換点において直結クラッチi及びトルク分割クラッチhを駆動する油圧Pa、Pbを同時に減圧させるため、両者のクラッチの締結圧力が不足して、クラッチが滑って駆動力が減少するとともに、クラッチの滑りによってエンジン回転数が急増して空吹き状態となって、運転者に違和感や不快感を与えるという問題があった。

【0010】そこで本発明は、上記問題点を鑑みてなされたもので、変速モードの切換点において駆動力の変動やエンジンの空転を防いで、円滑に変速モードを切り換え可能な変速比無限大無段変速機を提供することを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び減速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、シングルピニオンで構成されて減速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸から遊星歯車機構のキャリアへの動力伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記サンギヤからユニット出力軸の動力伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチと、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチをそれぞれ選択的に締結、解除して無段変速機の変速比Icとカウンタギヤ列変速比Idに応じてユニット出力軸を駆動する直結モードと、無段変速機の変速比Icと減速機の減速比Igに応じたユニット変速比Iiでユニット出力軸を駆動する動力循環モードを切り換える動力伝達モード切換制御手段とを備えた変速比無限大無段変速機の変速制御装置において、前記動力伝達モード切換制御手段は、動力循環モードと直結モードとの切り換えを行う変速モード切換点Pにおいて、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結する。

【0012】また、第2の発明は、前記第1の発明において、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、動力循環モードクラッチを制御する第1の信号圧制御手段と、直結モードクラッチを制御する第2の信号圧制御手段からの信号圧の差圧に応動する切換弁を備え、この切換弁は、前

記第1及び第2の信号圧制御手段からの信号圧が等しいときには、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記信号圧の大きさに応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうち的一方へ所定の油圧を供給する。

【0013】また、第3の発明は、前記第1の発明において、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、一定信号圧制御手段からの所定の信号圧 $P_c$ と、車両の運転状態に応じて信号圧を変更するクラッチ切換信号圧制御手段からの可変信号圧 $P_s$ の差圧に応動する切換弁を備え、この切換弁は、前記一定信号圧制御手段とクラッチ切換信号圧制御手段からの信号圧が等しいときには、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記信号圧の大きさに応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうち的一方へ所定の油圧を供給する。

【0014】また、第4の発明は、前記第1の発明において、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、中立位置を挟んで動力循環モードと直結モードとを切換可能な切換弁と、この切換弁を動力循環モードまたは直結モードのうち的一方へ向けて付勢する付勢手段と、車両の運転状態に応じて前記付勢手段と対抗する方向で切換弁に信号圧を供給するクラッチ切換信号圧制御手段とから構成され、前記切換弁は、付勢手段が付与する付勢力と信号圧が付与する力が等しいときには、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記信号圧の大きさに応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうち的一方へ所定の油圧を供給する。

【0015】また、第5の発明は、前記第1の発明において、前記動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチは、供給される油圧に応じて締結、解除を行う一方、前記動力伝達モード切換制御手段は、動力循環モードクラッチの入力回転数に応じた第1の信号圧を発生する第1の信号圧制御手段と、直結モードクラッチの入力回転数に応じた第2の信号圧を発生する第2の信号圧制御手段と、これら第1及び第2の信号圧の差圧に応動する第1の切換弁と、前記ユニット出力軸の回転方向が車両の後進方向である場合に第3の信号圧を発生する出力回転方向検出手段と、前記第3の信号圧に応じて前記第1切換弁の変位を規制する切換禁止手段とを備え、前記第1切換弁は、前記第1及び第2の信号圧制御手段からの信号圧が等しいときには、前記動力循環モードクラッ

チ及び直結モードクラッチを同時に締結するようそれぞれ油圧を供給する一方、そうでない場合には前記第1及び第2の信号圧の差圧に応じて動力循環モードクラッチまたは直結モードクラッチのうち的一方へ所定の油圧を供給する。

【0016】また、第6の発明は、前記第5の発明において、前記第1及び第2信号圧制御手段並びに出力回転方向検出手段は、それぞれピトー圧を発生するピトー管で構成される。

【0017】また、第7の発明は、前記第5の発明において、前記切換弁は、スプール弁で構成され、このスプール弁の一端は前記直結モードクラッチの入力回転数に応じた第2信号圧を受ける受圧面積 $S_1$ で形成される一方、他端は前記動力循環モードクラッチの入力回転数に応じた第1信号圧を受ける受圧面積 $S_2$ で形成され、これら受圧面積の比 $S_1/S_2$ は、無段変速機で設定可能な最大変速比 $I_{c_{low}}$ と、前記サンギヤと無段変速機の出力軸の変速比 $I_d$ と、減速機の減速比 $I_g$ と所定の定数 $K$ を $S_1/S_2 = K^2 (I_{c_{low}} \times I_d / I_g)^2$ の関係に設定するとともに、前記定数 $K$ を $0.9 < K < 1.0$ に設定する。

【0018】

【作用】したがって、第1の発明は、ユニット入力軸へ入力された駆動力は、無段変速機と減速機へそれぞれ並列的に伝達され、無段変速機へ入力された駆動力は、無段変速機の出力軸に連結された遊星歯車機構のサンギヤへ伝達される一方、減速機へ入力された駆動力は、無段変速機と同軸の入力ギヤから、シングルピニオンで構成された遊星歯車機構のキャリアと同軸の出力ギヤへ伝達され、直結モードクラッチを解放する一方、動力循環モードクラッチの締結する動力循環モードでは、無段変速機の変速比 $I_c$ と減速機の減速比 $I_g$ に応じて遊星歯車機構のキャリアに連結されたユニット出力軸が駆動され、逆に、直結モードクラッチを締結する一方、動力循環モードクラッチを解放する直結モードでは、無段変速機の変速比 $I_c$ とカウンタギヤ列変速比 $I_d$ に応じてユニット出力軸が駆動される。これら2つの変速モードは、動力伝達モード切換制御手段によって切り換えられるが、動力循環モードと直結モードとの切り換えを行う変速モード切換点 $P$ では、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチが同時に締結されるため、変速モードの切り換え時であってもクラッチが滑ることはなく、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達できる。

【0019】また、第2の発明は、前記動力伝達モード切換制御手段は、第1信号圧制御手段と第2信号圧制御手段からの第1及び第2信号圧の差圧に応動する切換弁によって、動力循環モードクラッチと直結モードクラッチへそれぞれ油圧を供給して締結、解放を制御し、第1信号圧の方が大きいときには、動力循環モードクラッチ

へ所定の油圧を供給して締結する一方、直結モードクラッチへの油圧の供給を行わずに解放し、第2信号圧の方が大きいときには、直結モードクラッチへ所定の油圧を供給して締結する一方、動力循環モードクラッチへの油圧の供給を行わずに解放するが、第1及び第2信号圧が等しいときには、動力循環モードクラッチと直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行うことができる。

【0020】また、第3の発明は、動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁は、一定信号圧制御手段とクラッチ切換信号圧制御手段からの信号圧の差圧に応じて、動力循環モードと直結モードとを切り換えるが、この変速モードを切り換える際には一時的に差圧が等しくなって動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行うことができる。

【0021】また、第4の発明は、動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁は、付勢手段と、これに対抗する信号圧が付与する力の差に応じて中立位置を挟んで動力循環モードと直結モードとを切り換えるが、変速モードの切り換え時には一時的に付勢手段が付与する付勢力と信号圧が付与する力が等しくなって、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行うことができる。

【0022】また、第5の発明は、動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁は、動力循環モードクラッチと直結モードクラッチの入力回転数に応じた第1及び第2の信号圧の差圧に応じて変速モードを切り換え、変速モードの切換点Pではこれら信号圧が一時的に等しくなって、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行うことができ、また、変速比が負となる車両の後進時には第3信号圧に応じて第1切換弁の変位が禁止されるため、後進中には動力循環モードが保持して誤動作を防止できる。

【0023】また、第6の発明は、第1及び第2信号圧制御手段並びに出力回転方向検出手段は、それぞれピトー管を発生するピトー管で構成され、各信号圧は回転数に対して2次関数的に増大する。

【0024】また、第7の発明は、切換弁を両端の受圧面積の異なるスプール弁で構成し、この受圧面積の比  $S_1/S_2$  を  $S_1/S_2 = K^2 (I_{c_{low}} \times I_d / I_g)^2$  とし、かつ、前記定数  $K$  を  $0.9 < K < 1.0$  と設定することで、変速モードの切換点Pが無段変速機で設定可能な最大変速比  $I_{c_{low}}$  より小さい場合であっても、切換点Pでは確実に両者のクラッチを同時に締結して駆動力を確保しながら、無段変速機で設定可能な変速範囲を有効に利

用できる。

【0025】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0026】図1は、無段変速機2として前記従来例の図11に示したトロイダル型無段変速機を用いて、FF車に搭載される変速比無限大無段変速機を構成した一例を示し、変速比無限大無段変速機のハウジングに駆動軸11a、11bと連結した差動ギヤ8を収装したものである。

【0027】エンジンに結合される変速比無限大無段変速機のユニット入力軸1に、変速比  $I_c$  をほぼ連続的に変更可能な無段変速機2と、減速機3を並列的にそれぞれ連結するとともに、無段変速機2の出力軸4と、減速機3の出力軸3cがそれぞれ遊星歯車機構5へ同軸的に入力され、この遊星歯車機構5と同軸上に軸支されたユニット出力軸6を介して、車両の駆動軸11a、11bに連結された差動ギヤ8へ駆動力を伝達する。

【0028】減速機3は、ユニット入力軸1に同軸的に設けた入力ギヤ3aと、ユニット出力軸6と同軸的に配設された減速機出力軸3cの出力ギヤ3bが歯合し、減速機3に設定された所定の減速比  $I_g$  に応じて遊星歯車機構5と同軸の減速機出力軸3cが回転する。

【0029】一方、無段変速機2の出力軸に形成された出力ギヤ2aは、無段変速機2の入出力軸と平行な軸を備えたカウンタギヤ40を介して、遊星歯車機構5及びユニット出力軸6と同軸的に軸支された無段変速機2の出力軸4に設けたギヤ4aと歯合して、無段変速機2の減速比に応じて無段変速機出力軸4が回転する。

【0030】無段変速機2の出力軸4は遊星歯車機構5のサンギヤ5aに、減速機3の出力軸3cは動力循環モードクラッチ9を介してシングルピニオンで構成された遊星歯車機構5のキャリア5bにそれぞれ連結され、リングギヤ5cが変速比無限大無段変速機の出力軸であるユニット出力軸6に結合される。

【0031】そして、無段変速機2の出力軸4と、ユニット出力軸6との間には、直結モードクラッチ10が介装される。

【0032】なお、無段変速機2を構成するトロイダル型無段変速機としては、2組の入力ディスク及び出力ディスクの間に、それぞれ一対のパワーローラを挟持する場合を示し、パワーローラの傾転角に応じて変速比  $I_c$  を連続的に変更するものである。

【0033】ここで、FF車に搭載される変速比無限大変速機では、変速機ハウジングに駆動軸11a、11bと結合した差動ギヤ8を上記したように収装しており、ユニット出力軸6には変速機出力ギヤ7が設けられ、この変速機出力ギヤ7は差動ギヤ8のファイナルギヤ12と直接歯合して、所定の総減速比で差動ギヤ8と結合した駆動軸11a、11bに駆動力が伝達される。



【0034】このような、変速比無限大無段変速機では、動力循環モードクラッチ9を解放する一方、直結モードクラッチ10を締結することで、無段変速機2の変速比 $I_c$ とカウンタギヤ列の変速比 $I_d$ の積で出力を行う直結モードと、動力循環モードクラッチ9を締結する一方、直結モードクラッチ10を解放することにより、無段変速機2の変速比 $I_c$ と減速機3の減速比 $I_g$ に応じて、変速比無限大無段変速機全体のユニット変速比 $I_i$ を負の値から正の値まで無限大を含んでほぼ連続的に制御を行う動力循環モードとを選択的に使用することができ、これら2つの変速モードの切換は、動力伝達モード切換制御手段23からの油圧に応じて、動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10の締結状態を変更することで行われる。

【0035】動力伝達モード切換制御手段23は、第1信号圧制御手段としての動力循環モードクラッチ締結信号圧制御手段21からの動力循環モードクラッチ締結信号圧 $P_{LS}$ と、同じく第2信号圧制御手段としての直結モードクラッチ締結信号圧制御手段22からの直結モードクラッチ締結信号圧 $P_{HS}$ の差圧に応じて、動力循環モードクラッチ9を駆動する動力循環モードクラッチ締結圧 $P_{LC}$ と直結モードクラッチ10を駆動する直結モードクラッチ締結圧 $P_{HC}$ へ、選択的にライン圧 $P_L$ を供給する切換弁33から構成される。

【0036】動力伝達モード切換制御手段23を構成する切換弁33は、図2に示すように、動力循環モードクラッチ締結信号圧制御手段21からの動力循環モードクラッチ締結信号圧 $P_{LS}$ と、直結モードクラッチ締結信号圧制御手段22からの直結モードクラッチ締結信号圧 $P_{HS}$ の差圧に応じて軸方向へ変位自在なスプール34を主体に構成される。

【0037】なお、動力循環モードクラッチ締結信号圧制御手段21と直結モードクラッチ締結信号圧制御手段22は、車両の運転状況及び運転者の操作等に応じて締結信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ の値を変更するものであり、例えば、図示しない変速コントローラ等からの指令に基づいて、これら締結信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ の設定を行う。

【0038】切換弁33には、3つのランド34a～34cを備えたスプール34の図中左側のランド34aの端面に直結モードクラッチ締結信号圧 $P_{HS}$ を導く信号圧ポート33Hと、同じくスプール34の図中右側のランド34cの端面に動力循環モードクラッチ締結信号圧 $P_{LS}$ を導く信号圧ポート33Lが形成される。

【0039】そして、図2に示す中立位置において、スプール34のほぼ中央部に形成されたランド34bと左右のランド34a、34cとの間には、動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10へそれぞれライン圧 $P_L$ を供給する供給ポート33a、33bと、レギュレータ弁31を介してポンプ32と連通した一对のライン圧ポート33c、33dがそれぞれ開口する一方、ラ

ンド34bと対向する位置には、タンクと連通したタンクポートX、Xが形成される。

【0040】締結信号圧 $P_{LS}$ と $P_{HS}$ がほぼ等しい、スプール34の中立位置ではランド34bでタンクポートX、Xが閉鎖される一方、ライン圧ポート33c、33dと供給ポート33a、33bがそれぞれ連通して、動力循環モードクラッチ9及び直結モードクラッチ10には、締結圧 $P_{LC}$ 、 $P_{HC}$ としてレギュレータ弁31で調圧されたライン圧 $P_L$ がそれぞれ供給される。

【0041】このような構成の変速比無限大無段変速機の作用について、以下に詳述する。直結モードクラッチ10を締結する一方、動力循環モードクラッチ9を解放する直結モードでは、ユニット出力軸6とユニット入力軸1の変速比であるユニット変速比 $I_i$ は、無段変速機2の変速比 $I_c$ とカウンタギヤ列の変速比 $I_d$ の積( $I_i = I_c \times I_d$ )となり、無段変速機2で設定可能な最大変速比と最小変速比である、最Low変速比 $I_{cLow}$ から最Hi変速比 $I_{cHi}$ との間で、変速比を連続的に変化させて車両を前進駆動する。

【0042】一方、動力循環モードクラッチ9を締結する一方、直結モードクラッチ10を解放した動力循環モードでは、同じく図4に示すように、ユニット変速比 $I_i$ が無段変速機2の変速比 $I_c$ と減速機3の減速比 $I_g$ に応じて、負の値から最Low変速比 $I_{cLow}$ の間で中立位置( $I_i = \infty$ )を含んだ任意の変速比に設定され、車両の後進、停止、前進を無段変速機2の変速比 $I_c$ の変化に応じて連続的に切り換えることができる。

【0043】なお、無段変速機2の変速比 $I_c$ が最大となる最Low変速比 $I_{cLow}$ では、直結モードと動力循環モードのユニット変速比 $I_i$ はほぼ等しくなるように設定され、直結モードの変速比 $I_i (= I_c \times I_d)$ と動力循環モードの変速比 $I_i$ が交わる点がモード切換点Pとなり、このモード切換点Pでは直結モードと動力循環モードの切り換えを、総減速比に段差を生じることなく円滑に行うことができる。

【0044】ここで、2つの変速モードを切り換える動力伝達モード切換制御手段23を構成する切換弁33の動作について説明する。

【0045】直結モードを選択する場合には、動力循環モード締結信号圧制御手段21と直結モードクラッチ締結信号圧制御手段22からの締結信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ の関係は、

$$P_{LS} < P_{HS}$$

となるように設定される。

【0046】締結信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ に応動するスプール34は図3の上半分に示した34Hの位置まで、図2の中立位置から右側へ向けて変位して、供給ポート33bとライン圧ポート33dが連通する一方、供給ポート33aとタンクポートXが連通する。

【0047】したがって、供給ポート33bと連通した

直結モードクラッチ10にはライン圧 $P_L$ が供給されて締結圧 $P_{HC}=P_L$ となって締結状態となる一方、供給ポート33aと連通した動力循環モードクラッチ9はタンクポートXに連通するため、締結圧 $P_{LC}$ はドレンされて解放状態となる。

【0048】一方、動力循環モードを選択する場合には、動力循環モード締結信号圧制御手段21と直結モードクラッチ締結信号圧制御手段22からの締結信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ の関係は、 $P_{LS}>P_{HS}$ となるように設定される。

【0049】締結信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ に応動するスプール34は図3の下半分に示した34Lの位置まで、図2の中立位置から左側へ向けて変位して、供給ポート33aとライン圧ポート33cが連通する一方、供給ポート33bとタンクポートXが連通する。

【0050】したがって、供給ポート33aと連通した動力循環モードクラッチ9にはライン圧 $P_L$ が供給されて締結圧 $P_{LC}=P_L$ となって締結状態となる一方、供給ポート33bと連通した直結モードクラッチ10はタンクポートXに連通するため、締結圧 $P_{HC}$ はドレンされて解放状態となる。

【0051】これら2つの変速モードを切り換えるモード切換点Pでは、動力循環モード締結信号圧制御手段21と直結モードクラッチ締結信号圧制御手段22からの締結信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ の関係は、 $P_{LS}=P_{HS}$

	動力循環モード		中立位置		直結モード
動力循環モードクラッチ	○	⇔	○	⇔	×
直結モードクラッチ	×	⇔	○	⇔	○

○；締結  
×；解放

【0055】こうして、スプール34の中立位置では、2つのクラッチを同時に締結することで、駆動力の変動を防止しながら変速モードの切り換えを行うことができ、前記従来例のように動力循環モードクラッチ9または直結モードクラッチ10の締結圧が不足することがなくなつて、エンジンからの駆動力を差動ギヤ8へ確実に伝達することができ、モード切換点Pでのエンジンの空転や駆動力の変動を防いで、円滑に変速モードの切り換えを行うことが可能となり、運転者に不快感や違和感を与えることがなくなつて変速比無限大無段変速機を備えた車両の運転性を向上させることができるのである。

【0056】図5～図7は第2の実施形態を示し、前記第1実施形態の動力伝達モード切換制御手段23を、クラッチ切換信号圧制御手段124と一定信号圧制御手段125に応じて動力伝達モードクラッチ9と直結モードクラッチ10を駆動する動力伝達モード切換制御手段123に置き換えたもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

となるように設定され、スプール34は、図2に示すように、中立位置へ向けて変位し、タンクポートX、Xを閉鎖する一方、供給ポート33a、33bとライン圧ポート33c、33dがそれぞれ連通するため、締結圧 $P_{LC}=P_{HC}=P_L$ となって、動力循環モードクラッチ9及び直結モードクラッチ10は共に締結状態となる。

【0052】このスプール34の中立位置においては、無段変速機2の変速比 $I_c$ は、最Low変速比 $I_{c_{low}}$ に設定されて、動力循環モードのユニット変速比 $I_i$ と直結モードの変速比 $I_i$  ( $=I_c \cdot I_d$ ) が等しくなる図4の切換点Pとなるため、動力循環モードクラッチ9及び直結モードクラッチ10が同時に締結されてもユニットとしてインタロック等の不都合を生ずることがなく、変速モードの切り換えを行うことができるのである。

【0053】そして、直結モードから動力循環モードへの切り換え、あるいは逆の場合であっても、スプール34は必ず図2に示す中立位置を通過してから他方の変速モードへ移行し、この中立位置で動力循環モードクラッチ9及び直結モードクラッチ10の両者を同時に締結した後に、他方のクラッチを解放するようにしたため、直結モードと動力循環モードの変速モードの切り換えの際には、次の表のように中立位置で動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10の両者を介して差動ギヤ8へ確実に駆動力を伝達することができるのである。

【0054】

【表1】

【0057】動力伝達モード切換制御手段123は、クラッチ切換信号圧制御手段124からの可変な信号圧 $P_s$ と、一定信号圧制御手段125から供給される一定圧 $P_c$ の差に応じて、動力循環モードクラッチ9を駆動する動力循環モードクラッチ締結圧 $P_{LC}$ と直結モードクラッチ10を駆動する直結モードクラッチ締結圧 $P_{HC}$ へ、それぞれ選択的にライン圧 $P_L$ を供給する切換弁133から構成される。

【0058】動力伝達モード切換制御手段123を構成する切換弁133は、図6に示すように、クラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ と、一定信号圧制御手段125から供給される一定圧 $P_c$ の差圧に応じて、軸方向へ変位自在なスプール134を主体に構成される。

【0059】なお、クラッチ切換信号圧制御手段124は、車両の運転状況及び運転者の操作等に応じて信号圧 $P_s$ の値を変更するものであり、例えば、図示しない変速コントローラ等からの指令に基づいて、この信号圧P

$s$ の設定を行う。

【0060】切換弁133には、前記第1実施形態と同様に、3つのランド134a～134cを備えたスプール134の図中左側のランド134aの端面に一定圧 $P_c$ を導く信号圧ポート133<sub>L</sub>と、同じくスプール134の図中右側のランド134cの端面にクラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ を導く信号圧ポート133<sub>H</sub>が形成されており、この図6では、スプール134は、中立位置を示す。

【0061】そして、この中立位置において、スプール134のほぼ中央部に形成されたランド134bと左右のランド134a、134cとの間には、前記第1実施形態と同様に、動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10へそれぞれライン圧 $P_L$ を供給する供給ポート133a、133bと、図示しないレギュレータ弁を介してポンプと連通した一対のライン圧ポート133c、133dがそれぞれ開口する一方、ランド134bと対向する位置には、タンクと連通したタンクポートX、Xが形成される。

【0062】一定圧 $P_c$ と信号圧 $P_s$ が等しいスプール134の中立位置では、ライン圧ポート133c、133dと供給ポート133a、133bがそれぞれ連通して、動力循環モードクラッチ9及び直結モードクラッチ10には、締結圧 $P_{LC}$ 、 $P_{HC}$ として前記第1実施形態と同様にライン圧 $P_L$ がそれぞれ供給されて、同時に締結が行われる。

【0063】直結モードを選択する場合には、クラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ は、 $P_s < P_c$ となるように設定され、信号圧 $P_s$ と一定圧 $P_c$ の差圧に応動するスプール134は、信号圧 $P_s$ に抗して一定圧 $P_c$ に付勢され、図7の上半分に示した134Hの位置まで図中右側の直結モードへ向けて変位し、供給ポート133bとライン圧ポート133dを連通する一方、供給ポート133aとタンクポートXが連通され、直結モードクラッチ10にはライン圧 $P_L$ が供給されて締結状態となる一方、供給ポート133aと連通した動力循環モードクラッチ9はタンクポートXに連通するため締結圧 $P_{LC}$ はドレンされて解放状態となる。

【0064】一方、動力循環モードを選択する場合には、クラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ は、 $P_s > P_c$ となるように設定され、スプール134は図7の下半分に示した134Lの位置まで左側へ向けて変位して、供給ポート133aとライン圧ポート133cを連通する一方、供給ポート133bとタンクポートXを連通させて、動力循環モードクラッチ9にライン圧 $P_L$ を供給して締結状態とする一方、直結モードクラッチ10をタンクポートXに連通させて解放状態にする。

【0065】この場合にも、前記第1実施形態と同様に、直結モードから動力循環モードへの切り換え、あるいは逆の場合であっても、スプール134は必ず図6に示す中立位置を通過してから他方の変速モードへ移行するため、中立位置で動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10の両者を介して差動ギヤ8へ確実に駆動力を伝達することができるのである。

【0066】図8～図10は第3の実施形態を示し、前記第2実施形態の動力伝達モード切換制御手段123の一定信号圧制御手段125を、付勢手段としてのスプリング235に置き換えたもので、その他の構成は前記第2実施形態と同様である。

【0067】動力伝達モード切換制御手段223は、クラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ と、スプリング235の付勢力 $F_s$ の力の差に応じて、動力循環モードクラッチ9を駆動する動力循環モードクラッチ締結圧 $P_{LC}$ と直結モードクラッチ10を駆動する直結モードクラッチ締結圧 $P_{HC}$ へ、それぞれ選択的にライン圧 $P_L$ を供給する切換弁233から構成される。

【0068】動力伝達モード切換制御手段123を構成する切換弁233は、図9に示すように、軸方向へ変位自在なスプール234を主体に構成され、スプリング235は所定の受圧面積 $S$ で形成された図中左側のスプール234の端面を押圧して、スプール234を直結モード側（図中右側）へ向けて常時付勢する。なお、この図9に示すスプール234の位置が、中立位置となる。

【0069】一方、スプール234の右側の端面には、信号圧ポート233<sub>H</sub>を介してクラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ が導かれる。なお、スプール234のランド234a～234c及び切換弁233の各ポート233a～233<sub>H</sub>は前記第2実施形態と同様に構成される。

【0070】直結モードを選択する場合には、クラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ は、 $S \times P_s < F_s$

となるように設定され、信号圧 $P_s$ による力とスプリング235の付勢力 $F_s$ の差に応じてスプール234は、信号圧 $P_s$ に抗してスプリング235の付勢力 $F_s$ によって図中右側へ付勢され、図10の上半分に示した234Hの直結モードへ向けて変位し、供給ポート233bとライン圧ポート233dを連通する一方、供給ポート233aとタンクポートXが連通され、直結モードクラッチ10にはライン圧 $P_L$ が供給されて締結状態となる一方、供給ポート133aと連通した動力循環モードクラッチ9はタンクポートXに連通するため締結圧 $P_{LC}$ はドレンされて解放状態となる。

【0071】一方、動力循環モードを選択する場合には、クラッチ切換信号圧制御手段124からの信号圧 $P_s$ は、 $S \times P_s > F_s$

となるように設定され、スプール234は図10の下半分に示した234Lの位置までスプリング235に抗して左側へ向けて変位して、供給ポート233aとライン圧ポート233cを連通する一方、供給ポート233bとタンクポートXを連通させて、動力循環モードクラッチ9にライン圧 $P_L$ を供給して締結状態とする一方、直結モードクラッチ10をタンクポートXに連通させて解放状態にする。

【0072】この場合にも、前記第2実施形態と同様に、直結モードから動力循環モードへの切り換え、あるいは逆の場合であっても、スプール234は必ず図9に示す中立位置を通過してから他方の変速モードへ移行するため、中立位置で動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10の両者を介して差動ギヤ8へ確実に駆動力を伝達することができるのである。

【0073】図11～図14は第4の実施形態を示し、前記第1実施形態の動力伝達モード切換制御手段23を2つのスプールを備えた切換弁333とし、動力循環モード締結信号圧制御手段21を直結モードクラッチ回転数検出手段326に、直結モードクラッチ締結信号圧制御手段22を動力循環モードクラッチ回転数検出手段327へそれぞれ置き換えると共に、第2のスプール337を駆動する出力回転方向検出手段328を加えたものであり、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0074】直結モードクラッチ回転数検出手段326は、直結モードクラッチ10の入力軸回転数、すなわち、遊星歯車機構5のサンギヤ5aと結合した無段変速機出力軸4の回転数 $N_D$ を検出し、それに応じた信号圧 $P_{LS}$ を、動力循環モードクラッチ回転数検出手段327は、動力循環モードクラッチ9の入力軸回転数、すなわち、減速機3の出力ギヤ3bの回転数 $N_L$ を検出し、それに応じた信号圧 $P_{RS}$ をそれぞれ動力伝達モード切換制御手段323を構成する切換弁333へ供給するものである。

【0075】直結モードクラッチ回転数検出手段326及び動力循環モードクラッチ回転数検出手段327は、入力回転数の上昇に応じて2次関数的に上昇する油圧を発生するピトー管が採用され、信号圧 $P_{RS}$ 、 $P_{LS}$ はそれぞれのクラッチの回転数の上昇に応じたピトー圧となる。

【0076】そして、出力回転方向検出手段328はユニット出力軸6の逆転時のみピトー圧 $P_{RS}$ を発生させるピトー管で構成されており、ユニット出力軸6の逆転時、すなわち、車両の後進時にのみピトー圧 $P_{RS}$ が切換弁333へ供給される。

【0077】動力伝達モード切換制御手段323を構成する切換弁333は、図12に示すように、動力循環モードクラッチ回転数検出手段327からの信号圧 $P_{RS}$ と、直結モードクラッチ回転数検出手段326からの

信号圧 $P_{LS}$ の差に応じて軸方向へ変位自在な第1のスプールとしてスプール334と、回転方向検出手段328からのピトー圧 $P_{RS}$ に応じて軸方向へ変位するとともに、第1のスプール334の右側（ランド334c）の端面と接離可能な第2のスプール335から構成される。

【0078】第1のスプール334には3つのランド334a～334cが形成され、切換弁333には第1のスプール334の図中左側のランド334aの端面に信号圧 $P_{RS}$ を導く信号圧ポート333Hと、同じくスプール334の図中右側のランド334cの端面に信号圧 $P_{LS}$ を導く信号圧ポート333Lが形成される。

【0079】動力循環モードクラッチ9の回転数に応じた信号圧 $P_{RS}$ を受けるランド334aの端面は所定の受圧面積 $S_2$ を備える一方、直結モードクラッチ10の回転数に応じた信号圧 $P_{LS}$ を受けるランド334cは、ランド334aよりも小さな外径を備えており、信号圧 $P_{LS}$ を受けるランド334cの端面は、334aの受圧面積 $S_2$ 未満の所定の受圧面積 $S_1$ で形成される。なお、外径の小さなランド334cと切換弁333の内周との間には所定の肉厚のスリーブ335が介装される。

【0080】そして、図12に示すスプール334の中立位置において、切換弁333にはスプール334のほぼ中央部に形成されたランド334bと左右のランド334a、334cとの間には、動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10へそれぞれライン圧 $P_L$ を供給する供給ポート333a、333bと、前記第1実施形態と同様にポンプと連通した一对のライン圧ポート333c、333dがそれぞれ開口する一方、ランド334bと対向する位置には、タンクと連通したタンクポートX、Xが形成される。

【0081】さらに、切換弁333の内周は信号圧ポート333Lよりも図中右側へ延設されて、2つのランド337a、337bを形成した第2のスプール337が第1のスプール334と同軸的に収装され、これらスプール334、337は相互に対向する端面で接離可能となる。

【0082】スプール337は、スプール334と対向する側に外径の小さなランド337aを形成する一方、図中右側の端部には外径の大きな337bが形成され、ランド337aと切換弁333の内周との間にはスリーブ336が介装されて第2のスプール337は両端で受圧面積が異なるように設定され、ランド337aの端面には直結モードクラッチ回転数検出手段326からの信号圧 $P_{LS}$ が加わる。

【0083】切換弁333には、図中右側のランド337bの端面へ出力回転方向検出手段328からのピトー圧 $P_{RS}$ を導くポート333eが形成され、さらに、ランド337a、337bの間にはタンクポートXが開口する。

ここで、変速比無限大無段変速機の減速機3の減速比を $I_g$ 、無段変速機2で設定可能な最大変速比を最Low変速比 $I_{c_{LOW}}$ 、無段変速機2の出力ギヤ2aからサンギヤ5aまでのカウンタギヤ列（出力ギヤ2a、カウンタギヤ40、ギヤ4a）の変速比を $I_d$ とすると、

$$I_g \leq I_{c_{LOW}} \times I_d$$

に設定され、 $I_g < I_{c_{LOW}} \times I_d$ の場合には、減速比 $I_g$ を $I_{c_{LOW}}$ と $I_d$ の積未満で設定可能な最大値に設定する。

【0084】そして、第1のスプール334の端面を構成するランド334c、334aは受圧面積が $S_1 < S_2$ に設定される。すなわち、動力循環モードクラッチ9の入力回転数に応じた信号圧 $P_{HS}$ を受ける受圧面積 $S_2$ よりも直結モードクラッチ10の入力回転数に2次関数的に比例する信号圧 $P_{LS}$ を受ける受圧面積 $S_1$ が若干小さな値に設定され、上記減速比 $I_g$ 、変速比 $I_d$ 、 $I_{c_{LOW}}$ より次式のように設定される。

【0085】

【数1】

$$\frac{S_1}{S_2} = K^2 \left( \frac{I_{c_{LOW}} \cdot I_d}{I_g} \right)^2 \quad \dots\dots(1)$$

【0086】ただし、 $K$ は定数で、 $0.9 < K < 1$ に設定される。

【0087】そして、信号圧 $P_{LS}$ 、 $P_{HS}$ は上記したように、各クラッチの入力回転数に2次関数的に比例するため、

$$P_{LS} = h \times N_D^2 \quad \dots(2)$$

$$P_{HS} = h \times N_L^2 \quad \dots(3)$$

ただし、 $h$ は比例定数となる。

【0088】ここで、直結モードクラッチ回転数検出手段326が検出する直結モードクラッチ10の入力軸回転数、すなわち、遊星歯車機構5のサンギヤ5aと結合した無段変速機出力軸4の回転数 $N_D$ と、動力循環モードクラッチ回転数検出手段327が検出する動力循環モードクラッチ9の入力軸回転数、すなわち、減速機3の出力ギヤ3bの回転数 $N_L$ は、ユニット入力軸1の回転数を $N_{IN}$ とすると、

【0089】

【数2】

$$N_D = \frac{N_{IN}}{I_c \cdot I_d} \quad \dots\dots(4)$$

$$N_L = \frac{N_{IN}}{I_g} \quad \dots\dots(5)$$

【0090】となる。

【0091】ここで、無段変速機2の変速比 $I_c < K I_{c_{LOW}}$ が最Low変速比 $I_{c_{LOW}}$ に上記定数 $K$  ( $0.9 < K < 1.0$ ) を乗じた値より小さいときには、スプール334の両端に加わる力、 $S_1 P_{LS}$ 及び $S_2 P_{HS}$ は次式になる。

【0092】

【数3】

$$\begin{aligned} S_1 \cdot P_{LS} &= K^2 \left( \frac{I_{c_{LOW}} \cdot I_d}{I_g} \right)^2 \cdot S_2 \cdot h \cdot \left( \frac{N_{IN}}{I_c \cdot I_d} \right)^2 \\ &= S_2 \cdot h \cdot \left( \frac{N_{IN}}{I_g} \right)^2 \left( \frac{K \cdot I_{c_{LOW}}}{I_c} \right)^2 \\ &> S_2 \cdot h \cdot \left( \frac{N_{IN}}{I_g} \right)^2 \\ &= S_2 \cdot P_{HS} \quad \dots\dots(7) \end{aligned}$$

【0093】したがって、 $S_1 P_{LS} > S_2 P_{HS}$ となって、スプール334は図13の下半分に示すように図中左側へ変位して、動力循環モードクラッチ9へ供給ポート333aからライン圧 $P_L$ を供給する一方、供給ポート333bを介して直結モードクラッチ10をタンクに接続し、動力循環モードクラッチ9のみを締結する動力循環モードとなる。

【0094】一方、無段変速機2の変速比 $I_c > K I_{c_{LOW}}$ が最Low変速比 $I_{c_{LOW}}$ に上記定数 $K$  ( $0.9 < K < 1.0$ ) を乗じた値より大きいときには、スプール334の両端に加わる力、 $S_1 P_{LS}$ 及び $S_2 P_{HS}$ は、上記

(7)式と同様の計算から $S_1 P_{LS} < S_2 P_{HS}$ となって、スプール334は、図13の上半分に示すように図中左側へ変位して、直結モードクラッチ10へ供給ポート333bからライン圧 $P_L$ を供給する一方、供給ポート333aを介して動力循環モードクラッチ9をタンクに接続し、直結モードクラッチ10のみを締結する直結モードとなる。

【0095】そして、無段変速機2に設定された変速比 $I_c$ が、

$$I_c = K \times I_{c_{LOW}}$$

のときには、スプール334の両端に加わる力、 $S_1 P_{LS}$ 、 $S_2 P_{HS}$ は等しくなるため、スプール334は図12に示す中立位置となって、供給ポート333a、bをそれぞれライン圧ポート333c、dに接続して、動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10の両者を同時に締結することができ、上記実施形態と同様に、直結モードから動力循環モードへの切り換え、あるいは逆の場合であっても、スプール334は必ず図12に示す中立位置を通過してから他方の変速モードへ移行するため、中立位置で動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10の両者を介して差動ギヤ8へ確実に駆動力を伝達することができるのである。

【0096】加えて、上記(1)式のようにスプール334の両端の受圧面積 $S_1$ 、 $S_2$ の比に応じた定数 $K$ によって、変速モードの切換点 $P$ を変更することにより、図15に示すように、減速機3の減速比 $I_g$ 等の都合により、動力循環モードで設定可能な最大のユニット変速比の逆数  $(1/I_i)_{\max}$  と、直結モードで設定可能な最小のユニット変速比の逆数  $(1/I_c I_d)_{\min} = 1/I_{c_{LOW}} I_d$  が一致しないような場合であっても、円滑に変速モード

の切り換えが可能となるとともに、定数 $K$ を $0.9$ より大かつ $1.0$ 未満に設定することで、ユニット変速比 $i_i$ に反映されない切換点 $P$ よりも変速比が大きい範囲を縮小して、無段変速機 $2$ の変速範囲を有効に利用することができるのである。

【0097】そして、ユニット出力軸 $6$ が逆転する車両の後進時には、出力回転方向検出手段 $328$ から第 $2$ のスプール $337$ へピトー圧 $P_{PS}$ が供給され、第 $2$ のスプール $337$ は図 $14$ に示すように、動力循環モードの第 $1$ のスプール $334L$ へ向けて変位するとともに、ランド $337a$ 側の端面でスプール $334$ を押圧する。

【0098】このため、車両の後進中にはスプール $334$ が直結モードへの切り換えを禁止されて動力循環モードを維持する事が可能となつて、変速比無限大無段変速機の誤動作を防ぐことができる。

【0099】なお、上記実施形態において、直結モードクラッチ回転数検出手段 $326$ 、動力循環モードクラッチ回転数検出手段 $327$ 及び出力回転方向検出手段 $328$ をピトー管にて構成したが、図示はしないが、回転数センサや回転方向センサと、これらセンサの出力に応じた油圧を発生する手段によって構成してもよい。

【0100】

【発明の効果】以上説明したように第 $1$ の発明は、動力循環モードと直結モードの $2$ つの変速モードは、動力伝達モード切換制御手段によって切り換えられるが、動力循環モードと直結モードとの切り換えを行う変速モード切換点 $P$ では、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチが同時に締結されるため、変速モードの切り換え時であってもユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達でき、前記従来例のようなクラッチの締結圧の不足による駆動力の変動や、エンジンの空転を防止でき、変速比無限大無段変速機を備えた車両の運転性を向上させることが可能となる。

【0101】また、第 $2$ の発明は、前記動力伝達モード切換制御手段は、第 $1$ 信号圧制御手段と第 $2$ 信号圧制御手段からの第 $1$ 及び第 $2$ 信号圧の差圧に応動する切換弁によって、動力循環モードクラッチと直結モードクラッチへそれぞれ油圧を供給して締結、解放によって直結モードと動力循環モードを切り換え、この変速モードの切り換え時に動力循環モードクラッチと直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行うことができ、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達でき、前記従来例のようなクラッチの締結圧の不足による駆動力の変動や、エンジンの空転を防止でき、変速比無限大無段変速機を備えた車両の運転性を向上させることが可能となる。

【0102】また、第 $3$ の発明は、動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁は、一定信号圧制御手段とクラッチ切換信号圧制御手段からの信号圧の差圧に応じ

て、動力循環モードと直結モードとを切り換えるが、この変速モードを切り換える際には一時的に差圧が等しくなつて動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行うことができ、前記従来例のようなクラッチの締結圧の不足による駆動力の変動や、エンジンの空転を防止して、変速比無限大無段変速機を備えた車両の運転性を向上させることが可能となる。

【0103】また、第 $4$ の発明は、動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁は、付勢手段と、これに対抗する信号圧が付与する力の差に応じて中立位置を挟んで動力循環モードと直結モードとを切り換えるが、変速モードの切り換え時には一時的に付勢手段が付与する付勢力と信号圧が付与する力が等しくなつて、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行うことができ、前記従来例のようなクラッチの締結圧の不足による駆動力の変動や、エンジンの空転を防止して、変速比無限大無段変速機を備えた車両の運転性を向上させることが可能となる。

【0104】また、第 $5$ の発明は、動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁は、動力循環モードクラッチと直結モードクラッチの入力回転数に応じた第 $1$ 及び第 $2$ の信号圧の差圧に応じて変速モードを切り換え、変速モードの切換点 $P$ ではこれら信号圧が一時的に等しくなつて、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを同時に締結するため、ユニット出力軸へ確実に駆動力を伝達しながら変速モードの切り換えを行つて、運転性を向上させると共に、変速比が負となる車両の後進時には第 $3$ 信号圧に応じて第 $1$ 切換弁の変位が禁止されるため、後進中には動力循環モードが保持して誤動作を防止でき、変速比無限大無段変速機の信頼性を確保できる。

【0105】また、第 $6$ の発明は、第 $1$ 及び第 $2$ 信号圧制御手段並びに出力回転方向検出手段は、それぞれピトー管を発生するピトー管で構成され、各信号圧は回転数に対して $2$ 次関数的に増大する。

【0106】また、第 $7$ の発明は、切換弁を両端の受圧面積の異なるスプール弁で構成し、この受圧面積の比 $S_1/S_2$ を $S_1/S_2=K^2(Ic_{LOW} \times Id/Ig)^2$ とし、かつ、前記定数 $K$ を $0.9 < K < 1.0$ と設定することで、変速モードの切換点 $P$ が無段変速機で設定可能な最大変速比 $Ic_{LOW}$ より小さい場合であっても、切換点 $P$ では確実に両者のクラッチを同時に締結して駆動力を確保しながら、無段変速機で設定可能な変速範囲を有効に利用することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図2】同じく動力伝達モード切換制御手段を構成する



切換弁のブロック図。

【図3】同じく切換弁の動作を示すブロック図。

【図4】無段変速機の変速比 $I_c$ とユニット変速比 $I_i$ の関係を示すグラフ。

【図5】第2の実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図6】同じく動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁のブロック図。

【図7】同じく切換弁の動作を示すブロック図。

【図8】第3の実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図9】同じく動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁のブロック図。

【図10】同じく切換弁の動作を示すブロック図。

【図11】第4の実施形態を示す変速比無限大無段変速機概念図。

【図12】同じく動力伝達モード切換制御手段を構成する切換弁のブロック図。

【図13】同じく切換弁の動作を示すブロック図。

【図14】同じく第2スプールの動作を示すブロック図。

【図15】切換点Pが最Low変速比 $I_{c,Low}$ 未満の場合のユニット変速比 $I_i$ の逆数と無段変速機の変速比 $I_c$ の関係を示すグラフである。

【図16】従来の変速比無限大無段変速機を示す概念図。

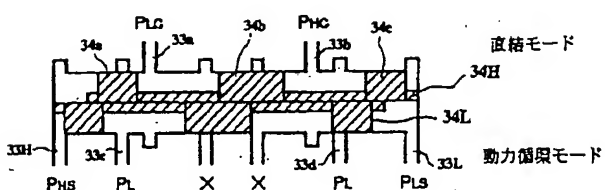
【図17】同じく伝達モード切換弁の動作を示すブロック図。

【符号の説明】

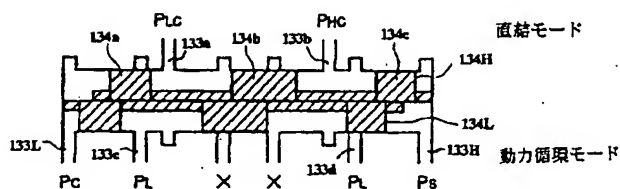
- 1 ユニット入力軸
- 2 無段変速機
- 2 a 出力ギヤ
- 3 減速機
- 3 a 入力ギヤ
- 3 b ギヤ
- 3 c 減速機出力軸
- 4 無段変速機出力軸
- 4 a ギヤ

- 5 遊星歯車機構
- 5 a サンギヤ
- 5 b キャリア
- 5 c リングギヤ
- 6 ユニット出力軸
- 7 変速機出力ギヤ
- 8 差動ギヤ
- 9 動力循環モードクラッチ
- 10 直結モードクラッチ
- 11 a、11 b 駆動軸
- 12 ファイナルギヤ
- 21 動力循環モードクラッチ締結信号圧制御手段
- 22 直結モードクラッチ締結信号圧制御手段
- 23 動力伝達モード切換制御手段
- 31 レギュレータ弁
- 32 ポンプ
- 33 切換弁
- 34 スプール
- 40 カウンタギヤ
- 123 動力伝達モード切換制御手段
- 124 クラッチ切換信号圧制御手段
- 125 一定信号圧制御手段
- 133 切換弁
- 134 スプール
- 223 動力伝達モード切換制御手段
- 233 切換弁
- 234 スプール
- 235 スプリング
- 323 動力伝達モード切換制御手段
- 326 直結モードクラッチ回転数検出手段
- 327 動力循環モードクラッチ回転数検出手段
- 328 出力回転方向検出手段
- 333 切換弁
- 334 スプール
- 335 スリーブ
- 336 スリーブ
- 337 スプール

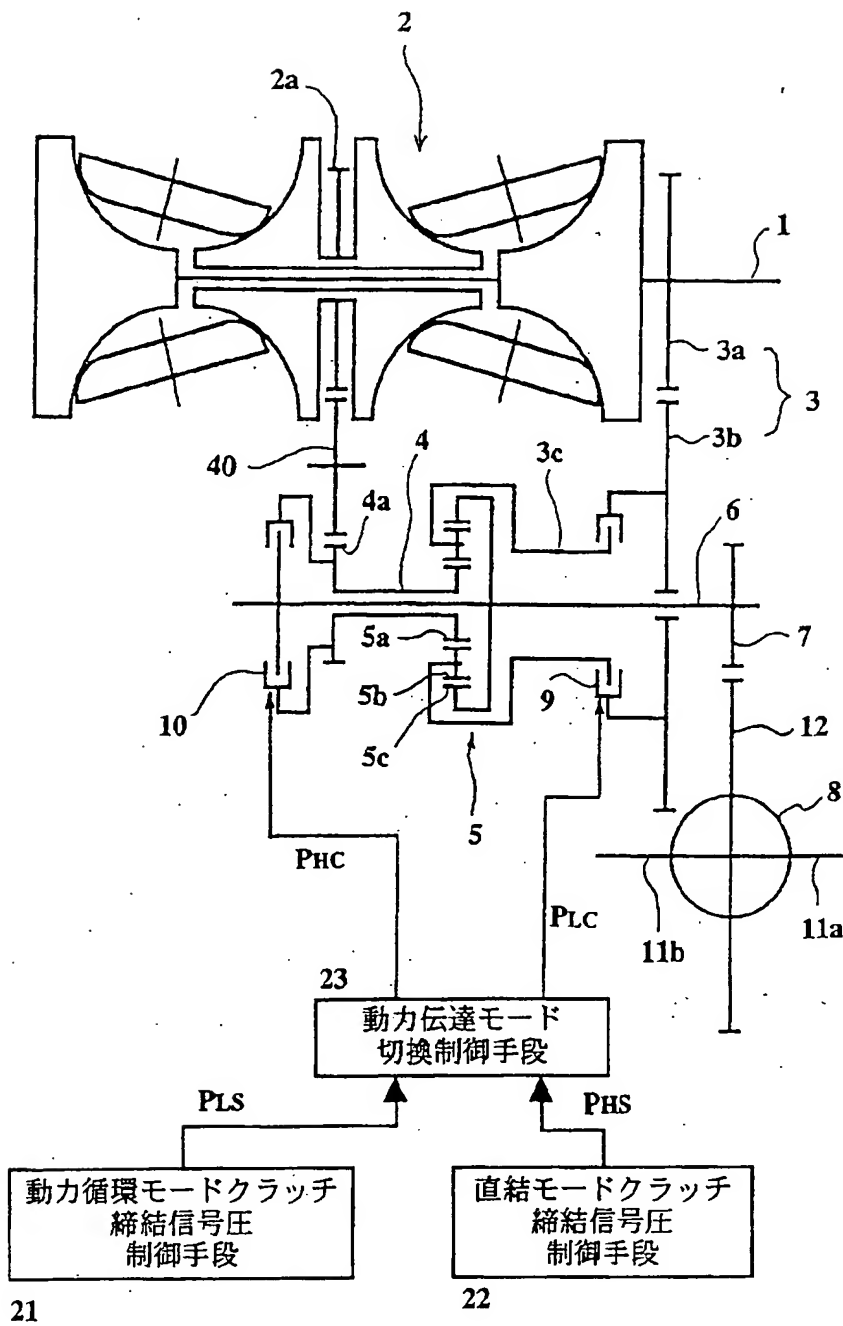
【図3】



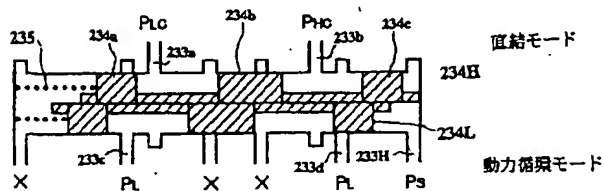
【図7】



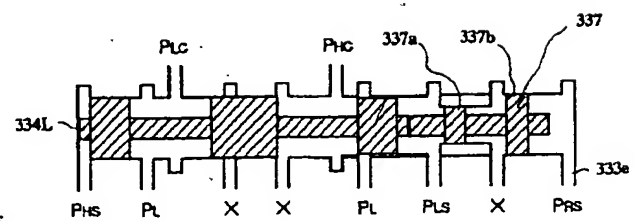
【図1】



【図10】

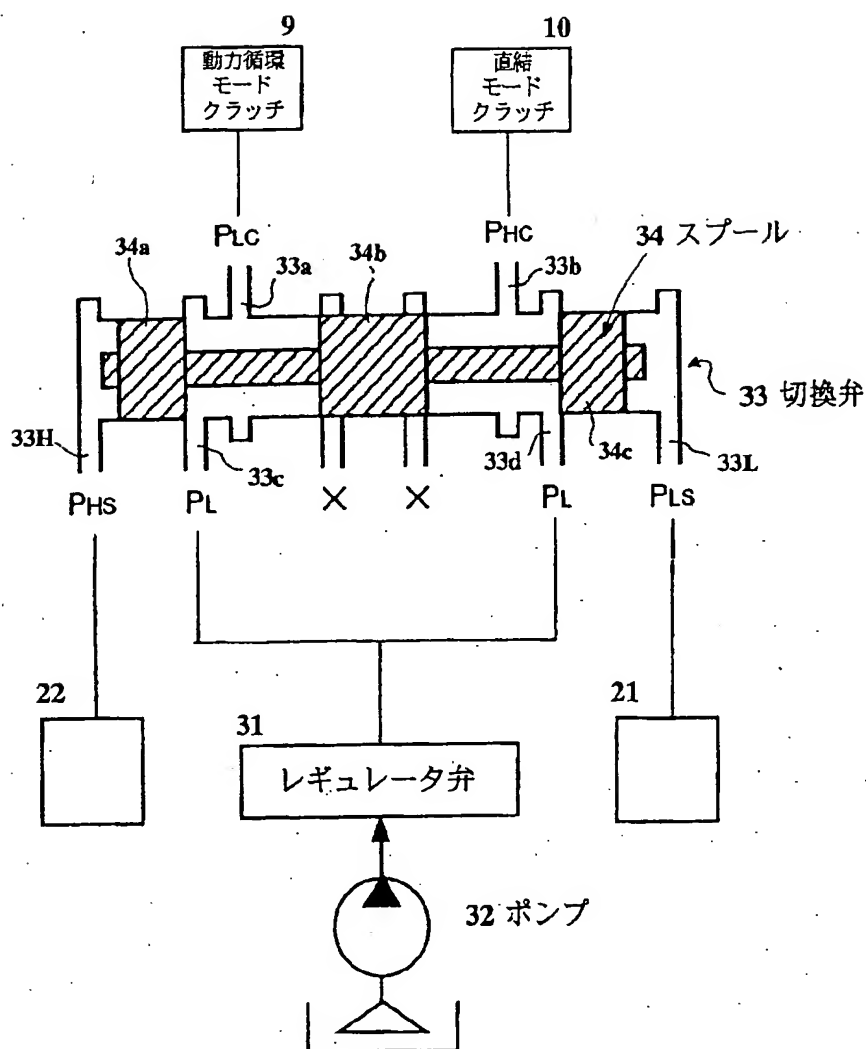


【図14】

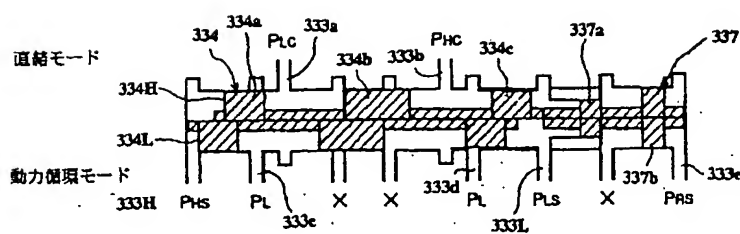




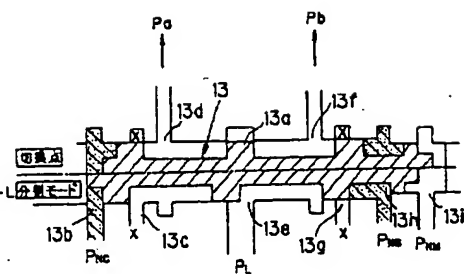
【図 2】



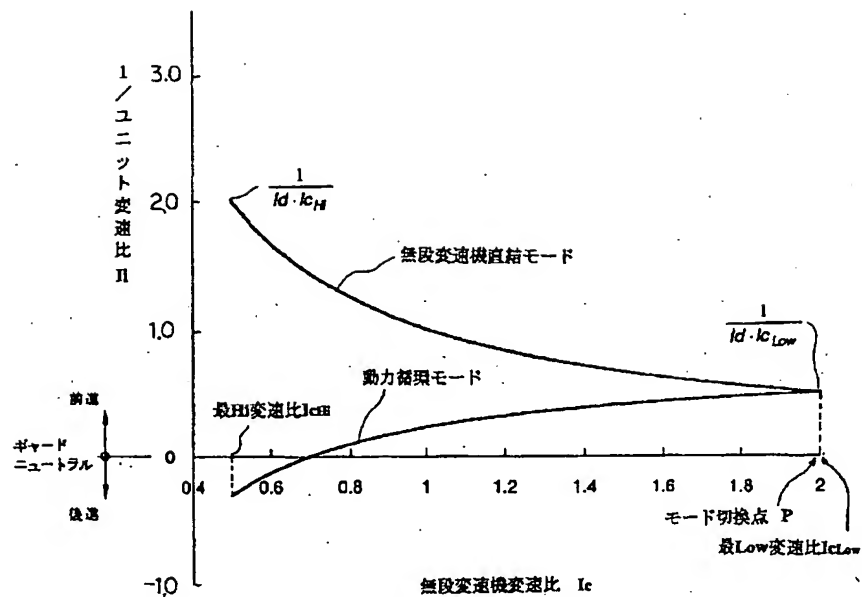
【図 13】



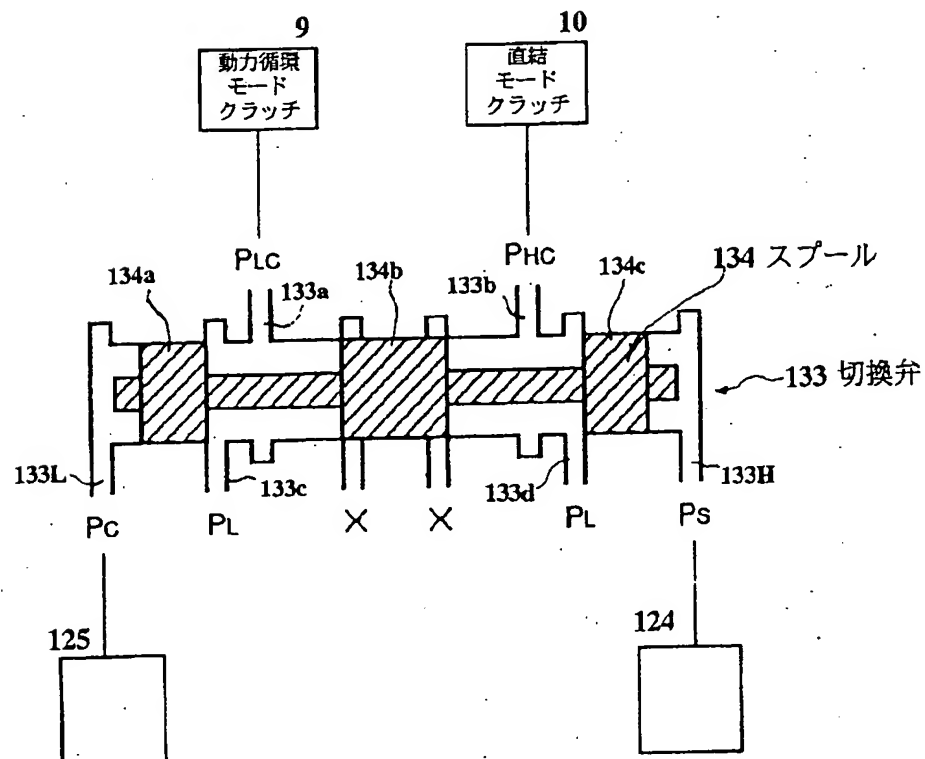
【図 17】



【図4】

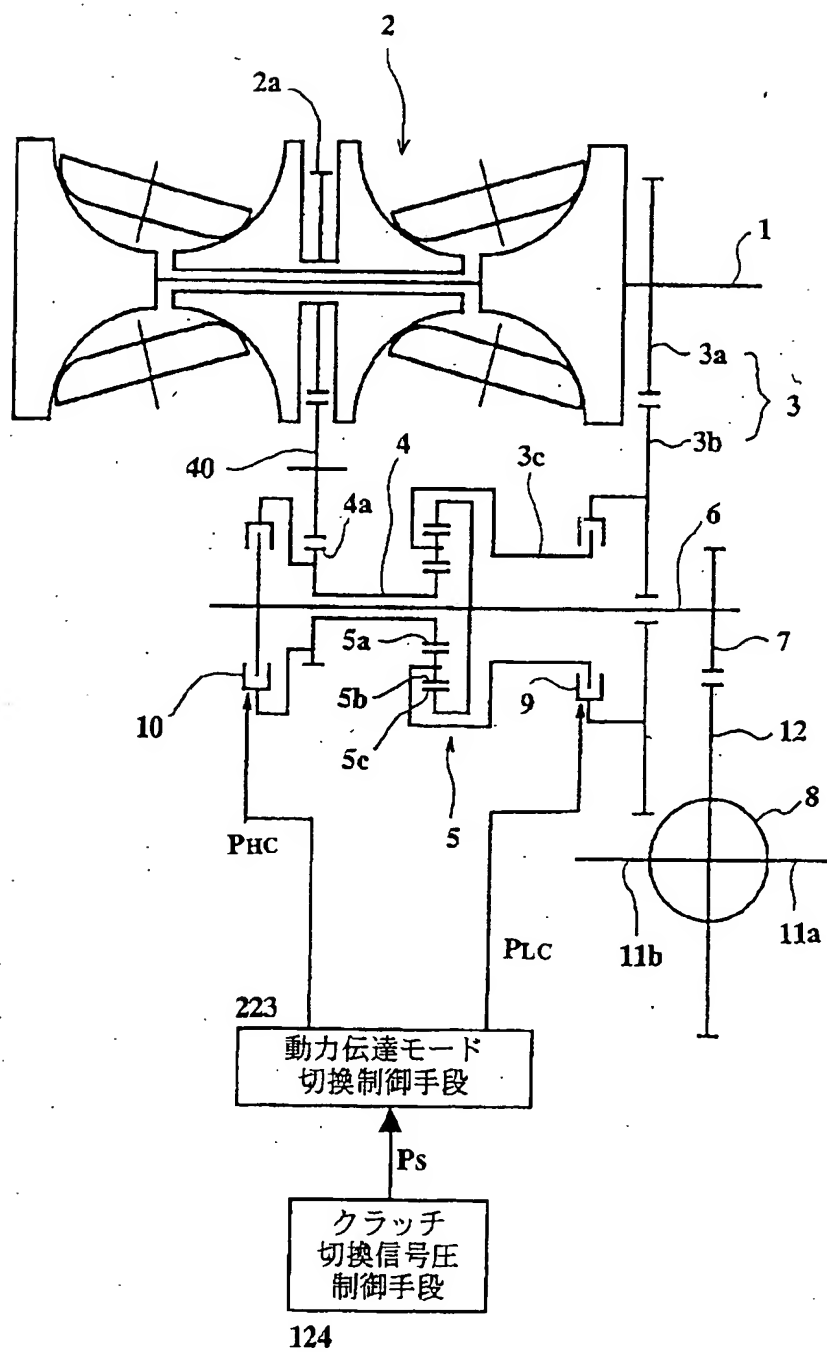


【図6】

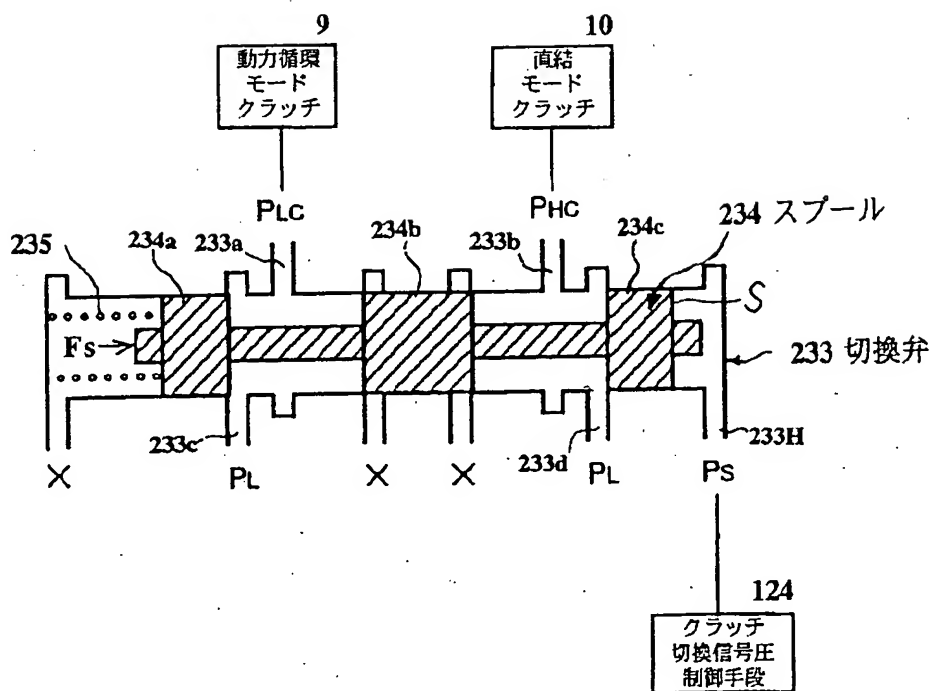




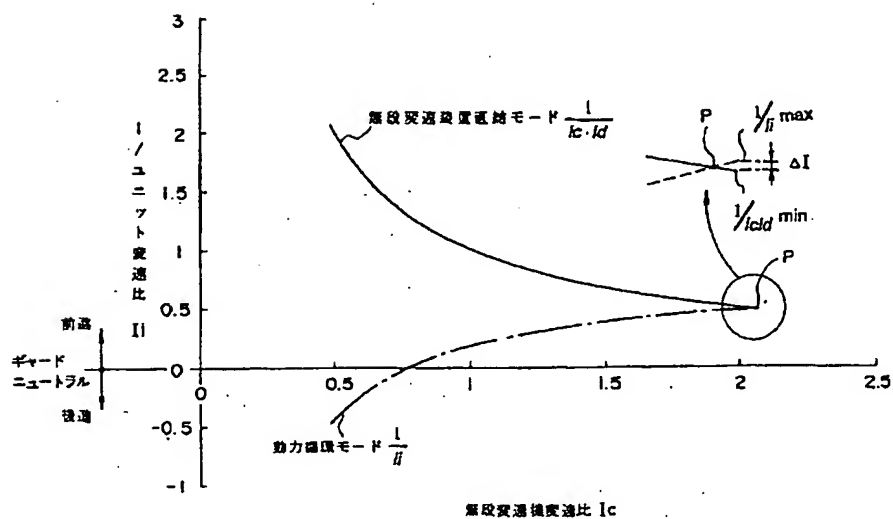
【图 8】



【図 9】

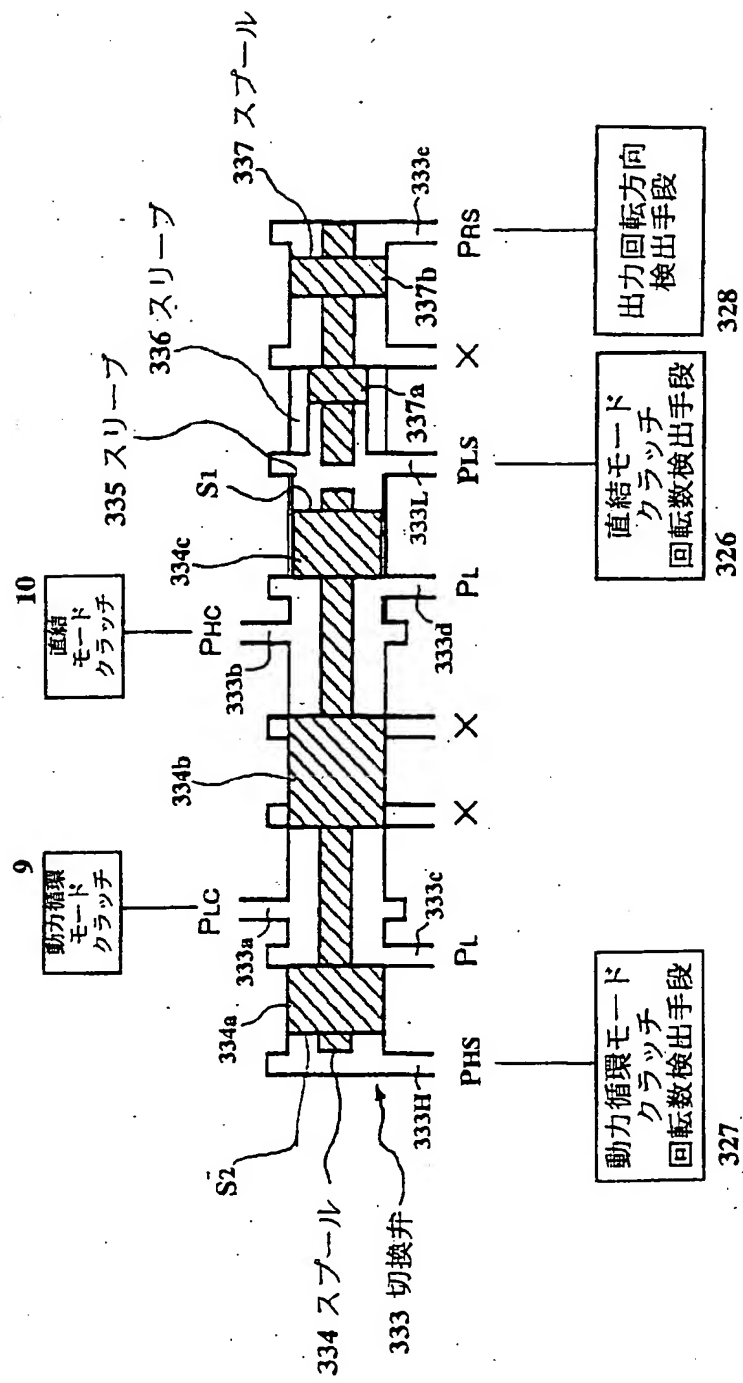


【図 15】





【図12】



【図1.6】

